

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh převodovky malého traktoru

Design of a Gearbox for a Small Tractor

Student: Matěj Podešva

Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Matěj Podešva**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh převodovky malého traktoru**
Design of a Gearbox for a Small Tractor

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh převodovky pro malotraktor. Proved'te rozbor hnacích sil a odporů, návrh a odstupňování převodů a vlastní návrh převodovky, který doplňte o vybrané základní výpočty ozubení, hřídelů a ložisek, v přílohách výkres sestavy a vybraný výrobní výkres.

Zadané podmínky:

- max. rychlost traktoru cca 60 km/hod, provozní hmotnost 500 kg, stoupavost 60%, výkon motoru 25 kW při 4500 ot/min, točivý moment 70 Nm při 2500 ot/min
- čtyřstupňová mechanická převodovka, motor s převodovkou u zadní hnané nápravy.

Seznam doporučené odborné literatury:

VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství František Vlk, 2006. 190 s. ISBN 80-239-6463-1.

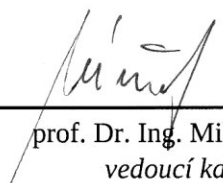
Moravec Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. Skriptum. Ostrava: VŠB-TUO, 2000. ISBN 80-7078-807-0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 17. 5. 2013

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 17.5.2013

Matěj Podešva

Podpis

Matěj Podešva

Květná 40, Bruntál, 792 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PODEŠVA, M. *Návrh převodovky malého traktoru: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 47 s. Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

V této práci se zabývám návrhem čtyřstupňové převodovky pro malý traktor. V úvodu popisuji základní druhy mechanických traktorových převodovek a jízdní odpory působící na vozidla. Dále řeším návrh a odstupňování převodových poměrů. Následuje volba vhodné geometrie ozubení a základní výpočty hlavních částí převodovky. Nakonec doplňuji konstrukční návrh jednoduché uzávěrky diferenciálu

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PODEŠVA, M. *Design of a Gearbox for a Small Tractor: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 47 p. Thesis head: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

In this thesis I deal with the four-speed gearbox design for a small tractor. In the introduction I describe the basic types of mechanical tractor transmissions and driving resistance affecting the vehicles. Further I address the proposal and the gradation of the gear ratios. The next part is aimed at the choice of suitable geometry of the cogs and basic calculations of the main gearbox parts. Finally, I complete the thesis with a structural design of simple closing valve of the differential gear.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
Úvod.....	9
1 Specifikace traktoru	14
2 Rozbor hnacích sil a odporů	15
2.1 Odpor valení	15
2.2 Odpor stoupání	17
2.3 Odpor vzduchu	18
2.4 Odpor setrvačnosti	19
2.5 Odpor přívěsu	20
2.6 Hnací síly	20
3 Stanovení i_{cmin} a i_{cmax}	21
3.1 Stanovení i_{cmin}	21
3.2 Stanovení i_{cmax}	23
4 Návrh jednotlivých převodů	26
4.1 Jednotlivé převodové stupně	26
5 Geometrie ozubených kol	27
5.1 Skutečné převodové poměry	28
6 Zjednodušený pevnostní výpočet ozubených kol	29
7 Kontrola hřídelů	30
7.1 Hnací hřídel	31
7.2 Hnaný hřídel	33
8 Pevnostní výpočet evolventního drážkování	36
8.1 Řadicí ozubení	36
8.2 Drážkování hřídelů	37
9 Ložiska	38
9.1 Ložiska na hnacím hřídeli	38
9.2 Ložiska na hnaném hřídeli	39
10 Konstrukční návrh uzávěrky diferenciálu	42
11 Závěr	44
12 Seznam použité literatury	46
13 Seznam příloh	47

Seznam použitých značek a symbolů

	Název	Rozměr
A	Konstanta, osová vzdálenost	[-, mm]
B	Konstanta, šířka vozidla	[-, m]
C	Dynamická únosnost	[kN]
D	Průměr	[mm]
F	Síla	[N]
G	Tíha	[N]
H	Výška vozidla	[m]
I	Hmotný moment setrvačnosti	[kg·m ²]
L	Rozvor náprav, trvanlivost ložiska	[m, h]
M	Moment	[Nm]
O	Odpor	[N]
P	Výkon, ekvivalentní zatížení	[kW, N]
R	Reakce v ložisku, rozsah převodování	[N, -]
S	Plocha, průřez, porovnávací bezpečnost	[mm, -]
T	Točivý moment, konstanta	[Nm, -]
W	Práce spojky	[J·cm ⁻²]
a	Přední souřadnice těžiště, zrychlení	[m, m·s ⁻²]
c_x	Součinitel odporu vzduchu	[-]
d	Průměr	[mm]
e	Rameno valivého odporu	[mm]
f	Součinitel valení	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
h	Výška	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
k	Bezpečnost, počet prvků	[-, -]
m	Hmotnost, modul	[km, mm]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
p	Tlak	[MPa]
q	Kvociet geometrické řady	[-]
r_d	Dynamický poloměr kola	[m]

s	Stoupání	[%]
v	Rychlost	[m·s ⁻¹]
z	Počet zubů	[-]
α	Úhel stoupání vozovky, úhel záběru	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
δ	Součinitel rotačních hmot	[-]
ε	Součinitel záběru	[-]
η	Účinnost	[-]
ϑ	Měrné skluzu	[-]
ρ	Hustota vzduchu	[kg·m ³]
τ	Smykové napětí	[MPa]
φ	Součinitel adheze	[-]
ψ_K	Měrná kolová síla	[-]

Úvod

Malotraktory jsou pro mnoho měst i menších obcí výborným pomocníkem v komunálních službách. Můžeme je vidat čím dál častěji. Jsou vhodnými nástupci již dosluhujících traktorů Zetor, které byly v komunálních službách nejpoužívanější. Jejich výhodou je nižší pořizovací cena, menší provozní náklady, velká spolehlivost, malé rozměry a všestrannost použití. Pro tyto malotraktory se vžil označení komunální traktory. Možnost jejich využití lze srovnat s plnohodnotnými traktory. Lze je agregovat s celou řadou příslušenství jako jsou mulčovače, stroje pro sečení, čelní nakladače, vysavače, zametací zařízení aj. Samozřejmostí je připojení nejrůznějších přívěsů. Větší malotraktory je možné v menším rozsahu využívat pro polní práce jako např. orba, příprava set'ového lůžka nebo pro sklizeň píce.

Je zřejmé, že na malotraktory jsou kladeny podobné nároky jako na traktory velké. Tomu je přizpůsobena i jejich konstrukce, která vychází z klasických traktorů. Používané motory jsou nejčastěji vznětové. Zážehové motory nacházejí uplatnění u travních traktorů. Motory dosahují výkonů do 40 [kW]. Větší komunální traktory bývají vybaveny i turbodmychadly.

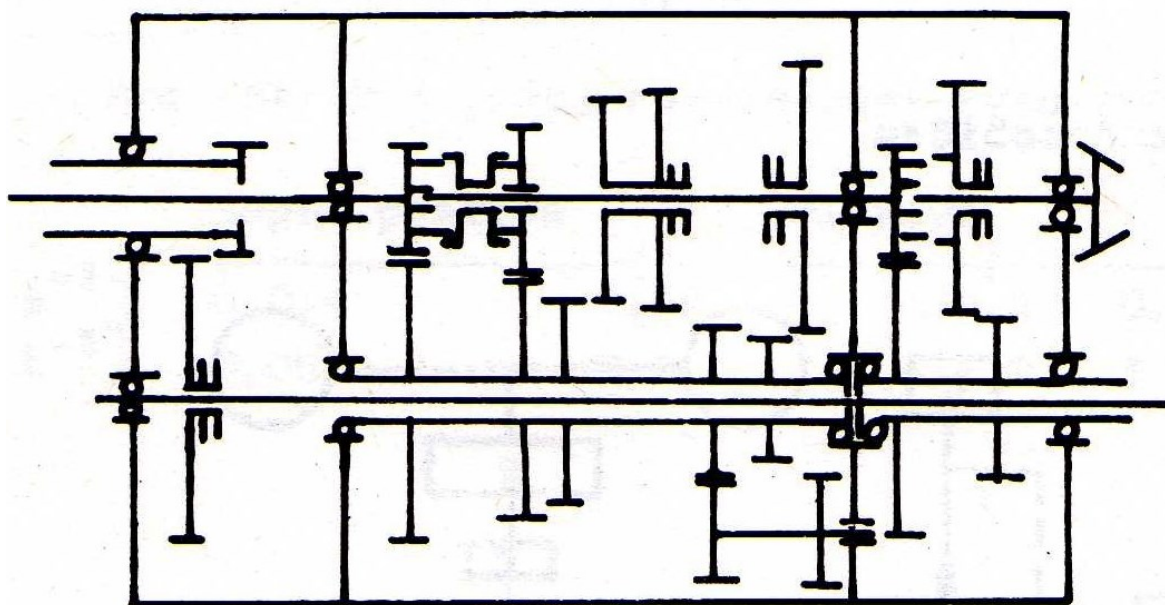
V převodovém ústrojí nachází v současnosti uplatnění hydrostatická převodovka. Výhoda této převodovky spočívá v plynulé změně rychlosti traktoru v závislosti na sešlápnutí plynového pedálu. To podstatně usnadňuje obsluhu traktoru. Většina modelových řad je nabízena jak s mechanickou, tak i s hydrostatickou převodovkou. Mechanické převodovky jsou dnes plně synchronizovány a mívají zpravidla dva rozsahy, jeden pro terén a druhý pro jízdu po silnici. Redukční převodovky nejsou na rozdíl od hlavní převodovky synchronizovány, proto lze rozsah měnit pouze při stojícím traktoru. Terénní redukce obsahuje tzv. plazivé rychlosti. Rychlost traktoru je potom možné snížit až na 200 [m/h], což je vhodné třeba pro práci v zahradnictví. Redukované převody se volí pro pracovní rychlosti používané při polních pracích. Nezřídka jsou traktory vybaveny také reverzační převodovkou. Takové traktory potom nabízí např. 8 rychlostních stupňů vpřed a 8 vzad. Tohoto lze využít při couvání s víceosými přívěsy, kdy je vhodná velmi malá pojezdová rychlost, pro dobré manévrování nebo pro připojování příslušenství. Zejména pro práci s čelním nakladačem je vhodná reverzace pod zatížením. Lze se setkat také s reverzací obsaženou v redukční převodovce. Takový traktor může mít vpřed 8 rychlostních stupňů a vzad 4. U silnějších traktorů určených i pro polní práce se používá

násobič momentu, který usnadní ovládání a zvýší výkonnost traktoru. Hlavní i přídatné převodovky bývají spojeny v jeden celek a spolu s motorem a rozvodovkou tvoří tzv. monoblok. Monobloková konstrukce je bezrámová konstrukce, jejímž nosným prvkem je právě monoblok. Tento monoblok musí být schopen přenášet veškeré zatížení. Tato konstrukce je vhodná pro nižší a střední výkonové třídy.

Přehled traktorových převodovek:

1. Převodovky s odstupňovanými převody
 - a. Převodovky mechanické
 - b. Převodovky mechanické vybavené násobičem točivého momentu
 - c. Převodovky řazené pod zatížením
2. Převodovky bezstupňové
 - a. Hydrostatické
 - b. Hydrostatické a mechanické
 - c. Mechanické
 - d. S hydrodynamickým měničem
3. Diferenciální hydrostatické převodovky

Na obrázku je schéma klasické mechanické tříhřídelové převodovky, doplněné o dvoustupňovou řaditelnou redukci. Předlohovým hřídelem prochází náhon vývodového hřídele. Jedná se o velmi jednoduchou převodovku, která se používá pro výkonnostně menší traktory.



Obr. 1 – Mechanická převodovka s redukcí. [2]

MOTOR **MEZISKŘÍN** **NÁSOBIČ M_2** **PŘEVODOVKA** **PŘÍDAVNÁ PŘEVODOVKA** **POZVODOVKA**

SPOJKA **SPOJKA VÝVODOVÝ HRDĚLE**

N - otáčky nezávislé
 Q - neutrál
 Z - otáčky závislé

1 2 3 4 1 11 R

Násobič točivého momentu:

Konstrukční řešení se dělí na:

- planetové násobiče točivého momentu
- předlokové násobiče točivého momentu s čelním soukolím.

Mezi převodovky řazené pod zatížením se řadí nová převodovka Direct Drive, používaná u traktorů John Deere. Převodovka se skládá ze tří konstrukčních celků:

- Planetový reverzor s hlavní spojkou
- Hlavní převodovka
- Skříň s řaditelnými skupinami

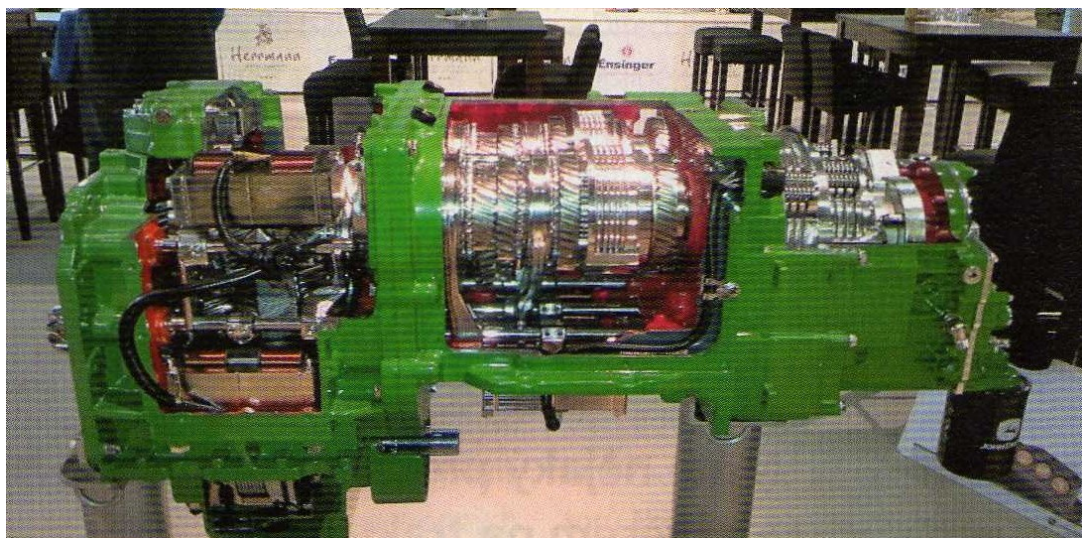
Hlavní převodovka obsahuje celkem 8 rychlostních stupňů rozdělených na sudé a liché. Každá polovina je na samostatném hřídeli a má svoji spojku. Při řazení jednotlivých stupňů se vždy jedna spojka spíná a druhá rozpojuje. Například při aktuálně zařazeném 4. rychlostním stupni je na druhém hřídeli zařazen (připraven) buď 5. nebo 3. stupeň v závislosti na zrychlení nebo zpomalení traktoru. Následné přeřazení se provede rozpojením spojky sudých stupňů a sepnutím spojky lichých stupňů. To zaručuje stálý přenos výkonu. Hlavní spojku tedy není nutné při řazení v hlavní převodovce rozpojovat.

Přesun synchronizačních spojek je řešen řadicími vidličkami, které jsou ovládány elektromagnety. Elektromagnetické ovládání umožňuje řazení v řádech milisekund.



Obr. 3 – Dvouspojková část převodovky DD [4]

Zvýšení rozsahu rychlostních stupňů je dosaženo pomocí skříně s řaditelnými skupinami. Zde se nacházejí tři skupiny A, B, C. Řazení je zde obdobné jako v hlavní převodovce, pouze je potřeba rozpojit hlavní spojku. Překrytí jednotlivých skupin je však poměrně velké a proto není potřeba při práci skupiny měnit. Pro těžké tahové práce je určena skupina A, pro lehčí, například pícninářské práce je vhodná skupina B a skupina C je určena pro dopravu. Celkový počet rychlostních stupňů je tedy 24 vpřed i vzad.



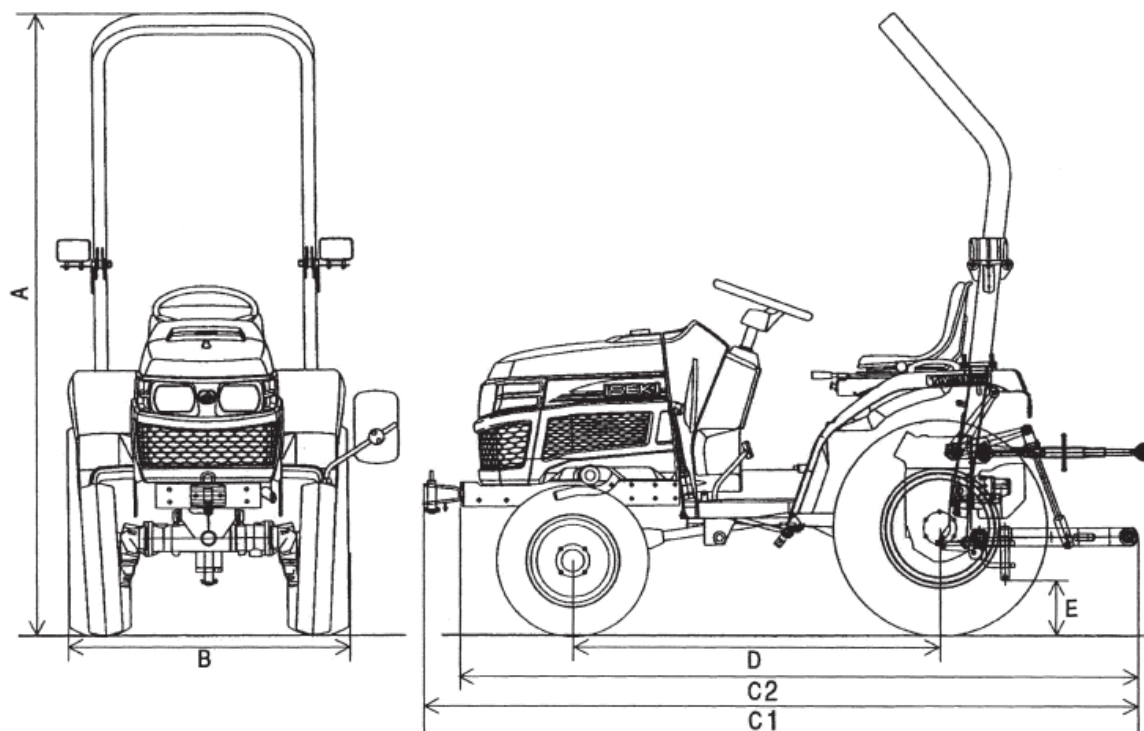
Obr. 4 - Převodovka Direct Drive v řezu. [4]

1 Specifikace traktoru

Zadaný traktor se od ostatních traktorů na trhu liší hlavně svou koncepcí a požadovanou rychlostí. Koncepce traktoru s motorem u zadní nápravy je ojedinělá. Nevýhoda této koncepce spočívá ve velmi omezeném prostoru pro hnací ústrojí traktoru. Z tohoto důvodu nelze do hnacího ústrojí zakomponovat takové převody, které by umožňovaly nasazení traktoru v těžším terénu a k těžším pracím. Zavrhl jsem tak použití reverzační, předřadné i následné převodovky. K rozdělení potřebných převodových poměrů tak zbývají hlavní převodovka, rozvodovka a kolové redukce. Dále jsem se z hlediska úspory místa rozhodl použít hlavní převodovku dvouhřídelovou. Tato převodovka má větší účinnost než převodovka tříhřídelová, neboť výkon je přenášen pouze jedním párem ozubených kol, současně umožňuje sloučení rozvodovky s diferenciálem do jednoho celku s hlavní převodovkou a tím šetří místo.

Vzhledem k zadaným parametrům předpokládám využití traktoru především v dopravě materiálů. Podle tohoto hlediska také budu převodovku navrhovat. Počítám s nejčastějším pohybem traktoru na silnici popřípadě s přejezdy po travnatých plochách.

Hlavní rozměry traktoru jsem odvodil od malotraktoru ISEKI TM3160F. Jednotlivé rozměry jsou uvedeny v katalogu [6], který je součástí příloh.



Obr. 5 – hlavní rozměry. [6]

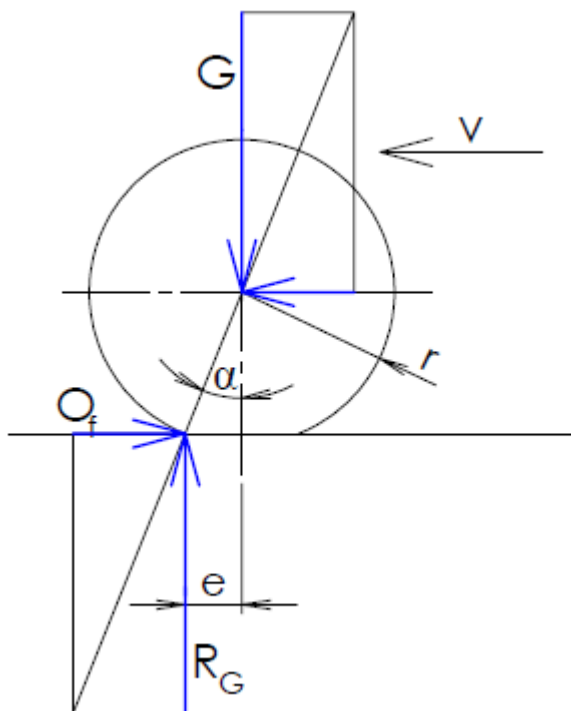
2 Rozbor hnacích sil a odporů

V této části popisují jednotlivé odpory, které na vozidlo působí.

2.1 Odpor valení

Odpor valení vzniká v důsledku deformace vozidlového kola a podložky. Je to síla, která působí vždy proti pohybu vozidla. Deformací kola se radiální reakce od podložky R_G posune ve směru jízdy. Vzniká rameno valového odporu e .

Vyjádření součinitele valivého odporu:



Obr. 6 – Odpor valení

$$Q_f \cdot r = R_G \cdot e \quad (1)$$

$$\frac{Q_f}{R_G} = \frac{e}{r} = \tan \alpha = f \quad (2)$$

Výsledný vzorec pro odpor valení

$$Q_f = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (3)$$

m – hmotnost vozidla [kg].

g – tíhové zrychlení [m/s^2].

f – součinitel valivého odporu [-].

α – úhel stoupání vozovky [$^\circ$].

V mém případě jsem si vybral několik situací a pro tyto situace jsem valivé odpory vypočítal. Zvolil jsem dva povrchy, na kterých předpokládám nejčastější pohyb traktoru. Asfaltovou silnici a travnaté pole. Dále jsem vybral jízdu po rovině a jízdu do největšího zadaného stoupání 60%. Nakonec jsem určil, zda pojede pouze traktor samotný, traktor s příslušenstvím v ramenech nebo traktor s přívěsem.

Jednotlivé výsledky uvádím přehledně v tabulce. Pod tabulkou jsem naznačil výpočet valivého odporu pro první řádek tabulky.

Tab. 1 – Odpory valení

			O_f [N]
Suchá silnice $f = 0,018$	Rovina	Samotný traktor	102
		Traktor + přísluř.	187
		Traktor + přívěs	191
	Sklon 60%	Samotný traktor	89
		Traktor + přísluř.	160
		Traktor + přívěs	163
Neposečená suchá louka $f = 0,09$	Rovina	Samotný traktor	512
		Traktor + přísluř.	936
		Traktor + přívěs	953
	Sklon 60%	Samotný traktor	439
		Traktor + přísluř.	802
		Traktor + přívěs	817

Vzorový výpočet pro 1. Řádek tabulky:

$$O_f = m_x \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha = 580 \cdot g \cdot 0,015 \cdot \cos 0^\circ = 85,3 \doteq 85 [\text{N}]$$

m_x [kg] – okamžitá hmotnost traktoru. Sestává z provozní hmotnosti a hmotnosti řidiče.

f [-] – součinitel odporu valení jsem volil pro silnici $f_s = 0,018$ a pro pole $f_p = 0,09$ [2].

Součinitel odporu valení jsem volil pro všechna kola traktoru i přívěsu stejný, přestože mají jiné poloměry kol. Vliv poloměru kola na velikost součinitele však lze zanedbat.

$$\alpha = \arctg \frac{s}{100} = \arctg \frac{60}{100} = 30,96[^\circ] \quad (4)$$

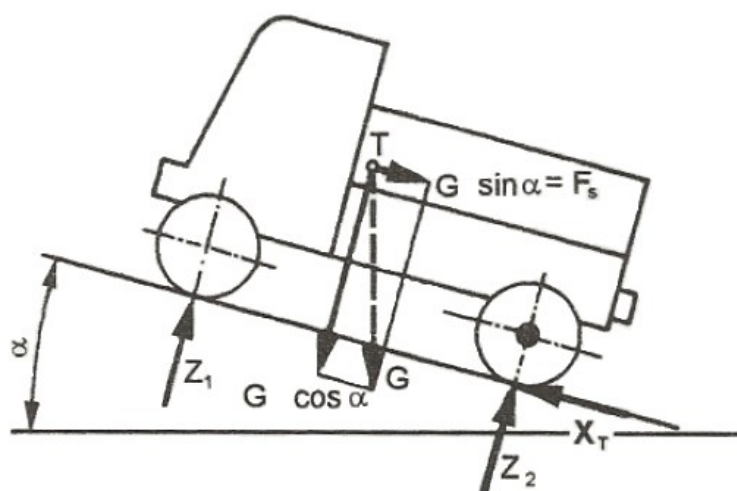
s [%] – sklon vozovky (svahu).

Hmotnost traktoru s příslušenstvím je součet okamžité hmotnosti traktoru a hmotnosti neseného příslušenství. Při volbě maximální přípustné hmotnosti příslušenství jsem bral ohled na nezvyklou koncepci traktoru s motorem u zadní hnací nápravy. Proto motor nemůže fungovat jako protizávaží a je nutno počítat s dotížením přední nápravy. Maximální hmotnost příslušenství jsem zvolil 480 [kg]. Tato hmotnost se rozloží na zadní tříbodový závěs traktoru (příslušenství) a přední nápravu (závaží). To zaručuje rovnoměrné rozložení hmotnosti na obě nápravy a zároveň se traktor nebude převažovat. Hmotnost přívěsu jsem zvolil $m_{\text{př}} = 500$ [kg].

2.2 Odpor stoupání

Odpor stoupání je odpor vyvolaný složkou tíhy ve směru rovnoběžném s vozovkou. Velikost odporu stoupání je dána vztahem:

$$O_s = F_s = G \cdot \sin \alpha = m_x \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (5)$$



Obr. 7 – Odpor stoupání. [3]

Při jízdě ze svahu působí odpor stoupání ve směru jízdy vozidla a má tak zápornou velikost. Za určitých podmínek tvoří odpor stoupání největší složku odporů.

Odpor stoupání jsem vypočítal pro zadané stoupání $s = 60\%$ a pro několik variant agregace traktoru.

a) Samotný traktor:

$$O_{s1} = m_x \cdot g \cdot \sin \alpha = 580 \cdot g \cdot \sin 30,96 = 2926 \text{ [N]} \quad (6)$$

b) Traktor s příslušenstvím:

$$O_{s2} = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha = 1060 \cdot g \cdot \sin 30,96 = 5348 \text{ [N]} \quad (7)$$

c) Traktor s přívěsem:

$$O_{s3} = m_{př} \cdot g \cdot \sin \alpha = 1080 \cdot g \cdot \sin 30,96 = 5449 \text{ [N]} \quad (8)$$

2.3 Odpor vzduchu

Odpor vzduchu nebo také odpor proti prostředí vzniká pohybem vozidla v ovzduší. Tento odpor je vyvolán rozdílem tlaku před a za vozidlem, třením vzduchu o povrch vozidla, vířením vzduchu otáčejícími se koly a průchodem vzduchu chladicí soustavou. Největší měrou se na odporu vzduchu podílí rozdíl tlaku před a za vozidlem. Odpor vzduchu je dán vztahem:

$$O_V = \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot S \cdot v^2 \quad (9)$$

Dosadím-li pro běžné atmosférické podmínky $\rho = 1,24 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$, pak upravený vztah bude:

$$O_V = 0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v^2 \quad (9)$$

$v \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$ – rychlost vozidla vůči prostředí.

$c_x [-]$ – součinitel odporu vzduchu, závislý na tvaru vozidla.

$S \text{ [m}^2\text{]}$ – čelní plocha vozidla.

Čelní plocha vozidla se zjišťuje průmětem obrysu vozidla do roviny kolmé k podélné ose vozidla, měřením laserovým měřicím systémem nebo zjednodušeně vztahem:

$$S = (0,75 \div 0,8) \cdot B \cdot H \quad (10)$$

$B \text{ [m]}$ – celková šířka vozidla.

$H \text{ [m]}$ – výška vozidla.

Výpočet odporu vzduchu jsem provedl pro maximální zadanou rychlost vozidla.

$$O_V = 0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v^2 = 0,05 \cdot 0,7 \cdot 1,16 \cdot 60^2 = 146 \text{ [N]} \quad (11)$$

$$S = (0,75 \div 0,8) \cdot B \cdot H = 0,75 \cdot 1,068 \cdot 1,45 = 1,16 \text{ [m}^2\text{]} \quad (12)$$

Rozměry traktoru jsem odečetl z katalogu traktoru ISEKI TM3160F [6].

$c_x = 0,7 [-]$ - součinitel odporu vzduchu jsem volil takto veliký kvůli nekompaktnímu tvaru karoserie traktoru [1]

2.4 Odpor setrvačnosti

Odpor setrvačnosti může působit ve směru jízdy kladně při zrychlení nebo záporně při zpomalení. Je způsoben zrychlováním nebo zpožďováním vlastní hmotnosti vozidla a všech rotačních hmot spojených s koly vozidla. Celkový odpor je tedy dán součtem odporů posuvných a rotačních hmot.

$$O_a = O_{POS} + O_{ROT} \text{ [N]} \quad (13)$$

$$O_{POS} = m \cdot a \text{ [N]} \quad (14)$$

$$O_{ROT} = \frac{a}{r^2} \cdot \left(I_{mot} \cdot i_c^2 \cdot \eta_c + \sum I_{kol} \right) \text{ [N]} \quad (15)$$

Dosazením vztahů (14) a (15) do vztahu 13 a následnou úpravou vznikne výsledný vztah pro odpor setrvačnosti:

$$O_a = m \cdot a \cdot \left(1 + \frac{I_{mot} \cdot i_c^2 \cdot \eta_c + \sum I_{kol}}{m \cdot r^2} \right) \text{ [N]} \quad (16)$$

m [kg] – hmotnost vozidla.

a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – zrychlení (zpomalení) vozidla.

r [m] – poloměr kola.

I_{mot} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] – hmotný moment motoru.

I_{kol} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] – hmotný moment kola.

i_c [m] – celkový převodový poměr hnacího ústrojí.

η_c [–] – celková účinnost hnacího ústrojí.

Pro zjednodušení výpočtu se místo složky odporu rotačních částí dosazuje tzv. součinitel rotačních hmot δ .

$$O_a = m \cdot a \cdot \delta \text{ [N]} \quad (17)$$

Orientační hodnoty součinitele δ jsou uvedeny v tabulce.

Tab. 2 – hodnoty součinitele rotačních hmot. [1]

Druh vozidla	Součinitel δ při	
	$i_{c \max}$	$i_{c \min}$
Osobní automobily	1,20 ÷ 1,50	1,02 ÷ 1,06
Nákladní automobily	1,50 ÷ 3	1,05 ÷ 1,10
Terénní vozidla	2 ÷ 10	1,07 ÷ 1,12

2.5 Odpor přívěsu

Při tahu přívěsu působí ve spojovacím zařízení síla, která se nazývá odpor přívěsu. Tato síla je dána součtem všech dílčích odporů působících na přívěs. Tedy odporu valení, stoupání, vzduchu, setrvačnosti, popř. odpor dalšího přívěsu. V závislosti na konstrukci hnacího vozidla a přívěsu lze někdy odpor vzduchu zanedbat, neboť přívěs se pohybuje ve vírovém poli tažného vozidla.

Často je odpor přívěsu zjednodušeně zahrnut již do výpočtu jednotlivých odporů vozidla. A to tak, že do vztahů (3) a (5) se místo hmotnosti vozidla dosadí hmotnost soupravy.

2.6 Hnací síly

Při stanovení hnacích sil se obvykle vychází z úplné charakteristiky hnacího motoru, která vyjadřuje závislost výkonu (momentu) na otáčkách motoru.

Hnací síla je dána vztahem:

$$F_K = \frac{T_{max} \cdot i_c \cdot \eta_c}{r_d} \text{ [N]} \quad (18)$$

Pohybová rovnice vozidla:

$$F_K \geq \sum O_i \quad (19)$$

Dosazením jednotlivých odporů do vztahu (19) vznikne výsledná pohybová rovnice.

$$\frac{T_{max} \cdot i_c \cdot \eta_c}{r_d} \geq m \cdot g \cdot f \cdot \cos\alpha + m \cdot g \cdot \sin\alpha + 0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v^2 + m \cdot a \cdot \delta \quad (20)$$

Úpravou tohoto vztahu lze získat tzv. měrnou kolovou sílu ψ_K . Tato bezrozměrná veličina se často využívá pro tvorbu nejrůznějších charakteristik vozidel.

$$\frac{T_{max} \cdot i_c \cdot \eta_c}{r_d \cdot m \cdot g} \geq f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha + \frac{0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v^2}{m \cdot g} + \frac{a}{g} \cdot \delta \quad (21)$$

$$\psi_K = \frac{T_{max} \cdot i_c \cdot \eta_c}{r_d \cdot m \cdot g} \quad (22)$$

3 Stanovení i_{cmin} a i_{cmax}

Stanovení maximálního a minimálního převodového poměru se provádí na základě několika různých požadavků na provoz vozidla. Z předběžných výsledků se zvolí výsledná hodnota převodového poměru, která je jakýmsi kompromisem mezi jednotlivými požadavky.

3.1 Stanovení i_{cmin}

a) Dle požadavku na dosažení maximální rychlosti bez ohledu na silovou rovnováhu:

$$i_{cmin}^I = 0,377 \cdot \frac{n_p \cdot r_d}{v_{max}} = 0,377 \cdot \frac{4500 \cdot 0,389}{60} = 10,99 \quad (23)$$

$n_p = 4500 \text{ [min}^{-1}]$ – otáčky motoru při maximálním momentu.

$r_d = 0,389 \text{ [m]}$ – dynamický poloměr kola.

$v_{max} = 60 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$ – maximální rychlost vozidla.

b) Dle požadavku na optimální spotřebu paliva:

$$i_{cmin}^{II} = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_d}{v_e} = 0,377 \cdot \frac{2500 \cdot 0,389}{40} = 9,17 \quad (24)$$

$n_e = 2500 \text{ [min}^{-1}]$ – ekonomické otáčky motoru. Protože jsem neměl k dispozici graf měrné spotřeby paliva a nemohl jsem tak určit ekonomické otáčky, zvolil jsem je proto stejné jako otáčky při maximálním momentu n_M .

$v_e = 40 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}]$ – ekonomická rychlost vozidla. Tuto rychlost jsem volil podle nejvyšší povolené rychlosti pro traktory.

c) Dle požadavku na dosažení v_{max} na rovině při n_p :

$$i_{cmin}^{III} = \frac{(m_x \cdot g \cdot f_s \cdot \cos \alpha + 0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v_{max}^2) \cdot r_d}{T_p \cdot \eta_c} \quad (25)$$

$$i_{cmin}^{III} = \frac{(580 \cdot g \cdot 0,018 \cdot \cos 0 + 0,05 \cdot 0,7 \cdot 1,16 \cdot 60^2) \cdot 0,389}{53 \cdot 0,93} = 1,96$$

$m_x = 580 \text{ [kg]}$ – okamžitá hmotnost traktoru.

$f_s = 0,018 \text{ [-]}$ – součinitel odporu valení pro suchou silnici.

$\eta_c = 0,93 \text{ [-]}$ – celková účinnost hnacího ústrojí.

T_p [Nm] – točivý moment při maximálním výkonu:

$$T_p = \frac{30 \cdot P_{max}}{\pi \cdot n_p} = \frac{30 \cdot 25000}{\pi \cdot 4500} = 108,7[Nm] \quad (26)$$

$P_{max} = 25000$ [W] – maximální výkon motoru.

d) Dle požadavku jízdy do stoupání s_{min} na nejvyšší převodový stupeň:

$$\frac{T_{max} \cdot i_{cmin}^I \cdot \eta_c}{r_d} \geq m_x \cdot g \cdot f_s \cdot \cos \alpha + m_x \cdot g \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v_T^2 \quad (27)$$

$$\frac{70 \cdot 10,99 \cdot 0,93}{0,389} \geq 580 \cdot g \cdot 0,018 \cdot \cos 2,86 + 1580 \cdot g \cdot \sin 2,86 + 0,05 \cdot 0,33 \cdot 1,95 \cdot 33,4^2$$

$$2138[N] \geq 1173[N]$$

$T_{max} = 70$ [Nm] – maximální točivý moment motoru.

$i_{cmin}^I = 10,99$ [–] – minimální převodový poměr z požadavku na dosažení v_{max} .

α [°] – úhel stoupání vozovky.

$$\alpha = \arctg \frac{s}{100} = \arctg \frac{20}{100} = 11,3[^\circ] \quad (28)$$

$s = 20$ [%] – zvolené stoupání vozovky.

v_T – [km·h⁻¹] – rychlost vozidla při maximálním momentu.

$$v_T = 0,377 \cdot \frac{n_T \cdot r_d}{i_{cmin}^I} = 0,377 \cdot \frac{2500 \cdot 0,389}{10,99} = 33,4[\text{km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (29)$$

Z požadavku d) vyplývá, že převodový poměr i_{cmin}^I vypočítaný podle a) zaručuje dostatek hnací síly pro překonání jízdních odporů i ve 20% stoupání a to se značnou rezervou hnací síly. S ohledem na to volím výsledný $i_{cmin} = 10,5$. Tímto poměrem je zaručeno dosažení maximální požadované rychlosti a zároveň jsem se přiblížil k poměru zajišťujícímu ekonomický provoz.

3.2 Stanovení i_{cmax}

e) Požadavek na maximální stoupavost s bezpečným přebytkem sil:

$$i_{cmax}^I = \frac{(m_s \cdot g \cdot f_s \cdot \cos\alpha + m_s \cdot g \cdot \sin\alpha) \cdot r_d}{T_B \cdot \eta_c} \quad (30)$$

$$i_{cmax}^I = \frac{(1080 \cdot g \cdot 0,018 \cdot \cos 35,8 + 1080 \cdot g \cdot \sin 35,8) \cdot 0,389}{56 \cdot 0,93} = 47,38$$

m_s [kg] – hmotnost soupravy.

$$m_s = m_x + m_{př} = 580 + 500 = 1080 [\text{kg}] \quad (31)$$

$m_{př} = 500$ [kg] – hmotnost přívěsu.

T_B [Nm] – bezpečný točivý moment zajišťující přebytek sil.

$$T_B = 0,8 \cdot T_{max} = 0,8 \cdot 70 = 56 [\text{Nm}] \quad (32)$$

α [°] – úhel bezpečné stoupavosti.

$$\alpha = \arctg \frac{s_B}{100} = \arctg \frac{72}{100} = 35,8 [^\circ] \quad (33)$$

s_B [%] – bezpečná stoupavost.

$$s_B = 1,2 \cdot s = 1,2 \cdot 60 = 72 [\%] \quad (34)$$

f) Jízda minimální rychlostí v_{min} :

$$i_{cmax}^{II} = 0,377 \cdot \frac{n_A \cdot r_d}{v_{min}} = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,389}{3} = 48,88 \quad (35)$$

$n_A = 1000$ [min⁻¹] – pracovní otáčky motoru, které jsem odhadl.

$v_{min} = 3$ [km·h⁻¹] – minimální rychlost vozidla.

g) Stanovení i_{cmax} z mezního prokluzu kol ve svahu:

$$i_{cmax}^{III} = \frac{(m_s \cdot g \cdot f_s \cdot \cos\alpha + m_s \cdot g \cdot \sin\alpha) \cdot r_d}{T_{max} \cdot \eta_c} \quad (36)$$

$$i_{cmax}^{III} = \frac{(1080 \cdot g \cdot 0,018 \cdot \cos 14,4 + 1080 \cdot g \cdot \sin 14,4) \cdot 0,389}{70 \cdot 0,93} = 16,83$$

α [°] – úhel adhezni stoupavosti.

$$\alpha = \arctg \frac{s_a}{100} = \arctg \frac{25,65}{100} = 14,4[^\circ]$$

s_a [%] – adhezni stoupavost.

$$s_A = 100 \cdot \frac{\varphi \cdot A - f_s \cdot (1 + T)}{(1 + T) - \varphi \cdot B} = 100 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,686 - 0,018 \cdot (1 + 0,862)}{(1 + 0,862) - 0,9 \cdot (-0,459)} \quad (37)$$

$$s_A = 25,65[\%]$$

$\varphi = 0,9$ [–] – součinitel adheze pro suchou silnici.

A [–] – výpočtová konstanta.

$$A = 1 - \frac{a}{L} - f_s \cdot \left(\frac{r_d}{L} + T \cdot \frac{h_{př}}{L} \right) = 1 - \frac{0,9}{1,34} - 0,018 \cdot \left(\frac{0,389}{1,34} + 0,862 \cdot \frac{0,25}{1,34} \right) \quad (38)$$

$$A = 0,686[-]$$

B [–] – výpočtová konstanta.

$$B = - \left(\frac{h_t}{L} + T + \frac{h_{př}}{L} \right) = - \left(\frac{0,4}{1,34} + 0,862 + \frac{0,25}{1,34} \right) = -0,459[-] \quad (39)$$

$a = 0,9$ [m] – přední vodorovná souřadnice těžiště traktoru. Tuto souřadnici jsem odhadl z obrázku 5 s přihlédnutím k tomu, že díky zadané koncepci je většina hmotnosti u zadní nápravy.

$L = 1,34$ [m] – rozvor náprav. [6]

$h_{př} = 0,25$ [m] – výška závěsu pro přívěs. [6]

$h_t = 0,4$ [m] – výška těžiště traktoru, kterou jsem odhadl.

T [–] – konstanta pro přívěs.

$$T = \frac{m_{př}}{m_x} = \frac{500}{580} = 0,862 [-] \quad (40)$$

h) Požadavek přípustného tepelného zatížení spojky:

$$i_{cmax}^{IV} = \frac{m_s \cdot g \cdot r_d \cdot \left(f_s + \frac{s}{100} \right)}{1,9 \cdot T_{max}} \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \frac{n_s^2 \cdot T_{max}^2}{48 \cdot m_s \cdot W_{dov} \cdot S_s \cdot g^2 \cdot \left(f_s + \frac{s}{100} \right)^2}} \right] \quad (41)$$

$$i_{cmax}^{IV} = \frac{1080 \cdot g \cdot 0,389 \cdot \left(0,018 + \frac{60}{100} \right)}{1,9 \cdot 70} \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \frac{3375^2 \cdot 70^2}{48 \cdot 1080 \cdot 100 \cdot 273,7 \cdot g^2 \cdot \left(0,018 + \frac{60}{100} \right)^2}} \right]$$

$$i_{cmax}^{IV} = 46,77$$

$n_s [\text{min}^{-1}]$ – rozjezdové otáčky spojky.

$$n_s = 0,75 \cdot n_p = 0,75 \cdot 4500 = 3375 [\text{min}^{-1}] \quad (42)$$

$W_{dov} = 100 [\text{J} \cdot \text{cm}^{-2}]$ – dovolená práce spojky. Obvyklá hodnota pro vozidla. [5]

$S_s [\text{cm}^2]$ – třecí plocha spojky.

$$S_s = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot k \cdot 10^{-2} = \frac{\pi \cdot (220^2 - 176^2)}{4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 273,7 [\text{cm}^2] \quad (43)$$

$D = 220 [\text{mm}]$ – vnější průměr spojky. Obvyklá hodnota pro vozidla. [5]

$d [\text{mm}]$ – vnitřní průměr spojky. $d = 0,8 \cdot D = 0,8 \cdot 220 = 176 [\text{mm}]$

$k = 2 [-]$ – počet třecích ploch pro jednokotoučovou spojku.

Na základě výsledků převodových stupňů z bodů e) až h) volím výsledný $i_{cmax} = 49$.

Tento převodový poměr splňuje podmínku maximální stoupavosti vozidla.

4 Návrh jednotlivých převodů

Konstrukci převodovky jsem volil dle rozsahu převodování. Pro jednotlivé konstrukce je doporučeno určité rozmezí rozsahu.

Rozsah převodování:

$$R = \frac{i_{cmax}}{i_{cmin}} = \frac{49}{10,5} = 4,666 [-] \quad (44)$$

Výsledný rozsah převodování je vhodný pro použití dvouhřídelové převodovky. Tato konstrukce převodovky je zároveň vhodná pro zadané uspořádání hnacího ústrojí – motor s převodovkou u hnací nápravy.

Pro vozidla určená pro jízdu v terénu je vhodné volit geometrickou řadu odstupňování jednotlivých převodů.

Kvocient geometrické řady:

$$q = \sqrt[k-1]{R} = \sqrt[4-1]{4,666} = 1,671 \quad (45)$$

$k = 4 [-]$ – zadaný počet převodových stupňů.

4.1 Jednotlivé převodové stupně

Jednotlivé stupně převodovky jsem odstupňoval dle kvocientu geometrické řady.

Tab. 2 – Převodové stupně.

Převodový stupeň	Převod
i'_{p1}	3,329
i'_{p2}	1,992
i'_{p3}	1,192
i'_{p4}	0,713
i'_{pz}	3,333

Příklad výpočtu pro 2. převodový stupeň:

$$i'_{p2} = \frac{i'_{p1}}{q} = \frac{3,329}{1,671} = 1,992 [-] \quad (46)$$

$$i'_{p1} = \frac{i_{cmax}}{i_r \cdot i_{kr}} = \frac{49}{5,888 \cdot 2,5} = 3,329 [-] \quad (47)$$

$i_r = 5,888 [-]$ – Převodový poměr v rozvodovce. Tento poměr jsem volil co největší, tzn. nejbližše maximálnímu dovolenému převodovému poměru pro čelní ozubená kola, protože nejvíce z celkového převodového poměru je obsaženo právě v rozvodovce neboli stálém záběru.

$i_{kr} = 2,5 [-]$ – Převodový poměr v kolových redukcích.

5 Geometrie ozubených kol

U automobilových převodovek a převodovek obecně je požadován nízký hluk a dobré záběrové poměry. Těchto požadavků lze dosáhnout použitím nestandardního profilu ozubení. Nejlepších záběrových poměrů je možné docílit takovou úpravou profilu ozubení, kdy výsledný součinitel záběru profilu $\varepsilon_\alpha = 2$ a součinitel záběru kroku $\varepsilon_\beta = 1$. Tato úprava spočívá zejména v prodloužení hlav zubů. Součtem těchto dvou součinitelů je celkový součinitel trvání záběru ε_γ , který udává, kolik zubů je v záběru. Je žádoucí volit tento součinitel jako celé číslo.

Dalším ukazatelem kvality jsou měrné skluzy. Měrný skluz je kritériem opotřebení povrchu zubu, případně sklonu k zadírání. Hodnota měrných skluzů by se měla pohybovat pro kvalitní oleje mezi $3 \div 4$, pro standardní oleje $1 \div 2$.

Tab. 3 – Vybrané parametry geometrie ozubení základních převodů.

z [–] – počet zubů, m_n [mm] – normální modul, β [°] – úhel sklonu zubů, α_n [°] – úhel profilu, h_a^* [–] – poměrná výška hlavy, c^* [–] – poměrná hlavová vůle, ε_α [–] – součinitel záběru profilu, ε_β [–] – součinitel záběru kroku, ε_γ [–] – celkový součinitel trvání záběru, ϑ_f [–] – měrný skluz na patě, ϑ_a [–] – měrný skluz na hlavě, b [mm] – šířka ozubení, A_w [mm] – pracovní osová vzdálenost.

Veličina	Soukolí							
	1°		2°		3°		4°	
	pastorek	kolo	pastorek	kolo	pastorek	kolo	pastorek	kolo
z [–]	18	60	27	52	36	43	49	35
m_n [mm]	1,654		1,684		1,667		1,577	
β [°]	23		19		20		19	
α_n [°]	16		16		17		20	
h_a^* [–]	1,14	1,25	1,18	1,16	1,40	1,40	1,30	1,30
c^* [–]	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
ε_α [–]	1,7897		2,0238		2,2971		1,9824	
ε_β [–]	1,2031		0,9846		1,0449		0,8543	
ε_γ [–]	2,9928		3,0084		3,3420		2,8367	
ϑ_f [–]	-2,899	-2,914	-2,987	-3,100	-2,660	-2,658	-1,325	-1,302
ϑ_a [–]	0,745	0,744	0,756	0,749	0,727	0,727	0,566	0,570
b [mm]	16		16		16		13	
A_w [mm]	70							

Veškeré výpočty geometrie ozubení jsem provedl pomocí katedrálního software GEOMETRIE [8].

V tabulce 3. je uvedeno pouze několik základních geometrických parametrů soukolí hlavní převodovky. Ostatní parametry jednotlivých soukolí jsou uvedeny v přílohách a to včetně geometrických parametrů soukolí stálého záběru a zpětného chodu.

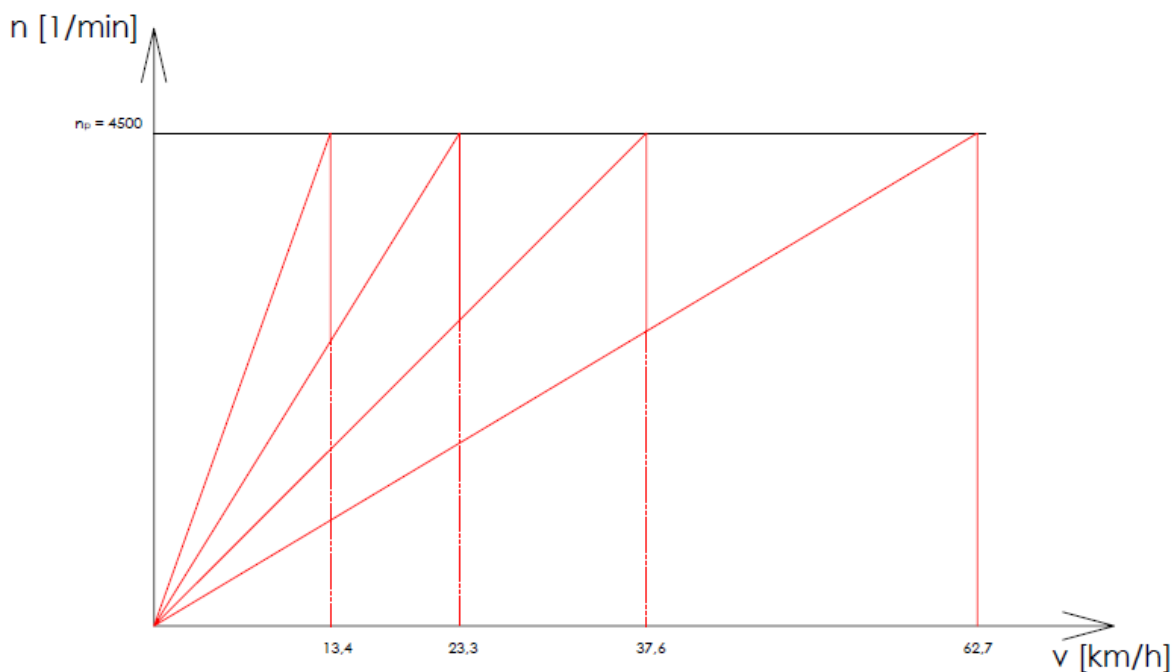
5.1 Skutečné převodové poměry

V závislosti na zvolených hodnotách počtů zubů jednotlivých kol, se převodové poměry vypočtené v kapitole 4.1 změnily. Počty zubů jsem však volil takové, aby změny převodových poměrů byly co možná nejmenší.

Tab. 4 – Skutečné převodové stupně.

Převodový stupeň	Převod
i_{P1}	3,333
i_{P2}	1,926
i_{P3}	1,194
i_{P4}	0,714
i_{PZ}	3,333

Na základě skutečných převodových poměrů jsem vytvořil pilový diagram převodovky. Na obr. 8 je ukázka tohoto diagramu. Skutečný pilový diagram v měřítku je uveden v příloze.



Obr. 8 – Pilový diagram.

6 Zjednodušený pevnostní výpočet ozubených kol

Provedl jsem zjednodušený porovnávací pevnostní výpočet dle DIN. Tento výpočet se provádí vždy v projekční fázi vývoje a zahrnuje mnoho zjednodušujících předpokladů, kdy se zanedbávají všechny součinitele související se změnami zatížení, součinitele životnosti a velikosti a zanedbává se také vliv maziva. Výsledkem výpočtu jsou porovnávací bezpečnosti v dotyku (S_{HP}) a v ohybu (S_{FP}).

Tab. 5 – Porovnávací bezpečnosti.

Soukolí		S_{HP} [–]	S_{FP} [–]	T [Nm]	Materiál
1°	Pastorek	0,91	1,10	70,0	16 526.4
	Kolo	0,91	1,08		16 526.4
2°	Pastorek	1,25	1,60		16 526.4
	Kolo	1,14	1,08		12 020.4
3°	Pastorek	1,47	1,16		12 051.4
	Kolo	1,47	1,15		12 051.4
4°	Pastorek	1,44	1,24		12 051.4
	Kolo	1,44	1,24		12 051.4
Stálý záběr	Pastorek	1,39	1,54	226,4	16 526.4
	Kolo	1,33	1,46		14 220.4
Zpětný chod	Pastorek	0,65	0,99	70,0	16 526.4
	Vložené kolo	0,65	0,98	140,0	16 526.4
	Kolo	0,89	1,13		16 526.4

Vypočtené bezpečnosti jsem porovnával s hodnotami uvedenými v [1, tab. 10.6 str. 82], kde jsem se přikláněl k hodnotám pro nákladní vozidla kvůli zohlednění náročnějšího provozu traktoru.

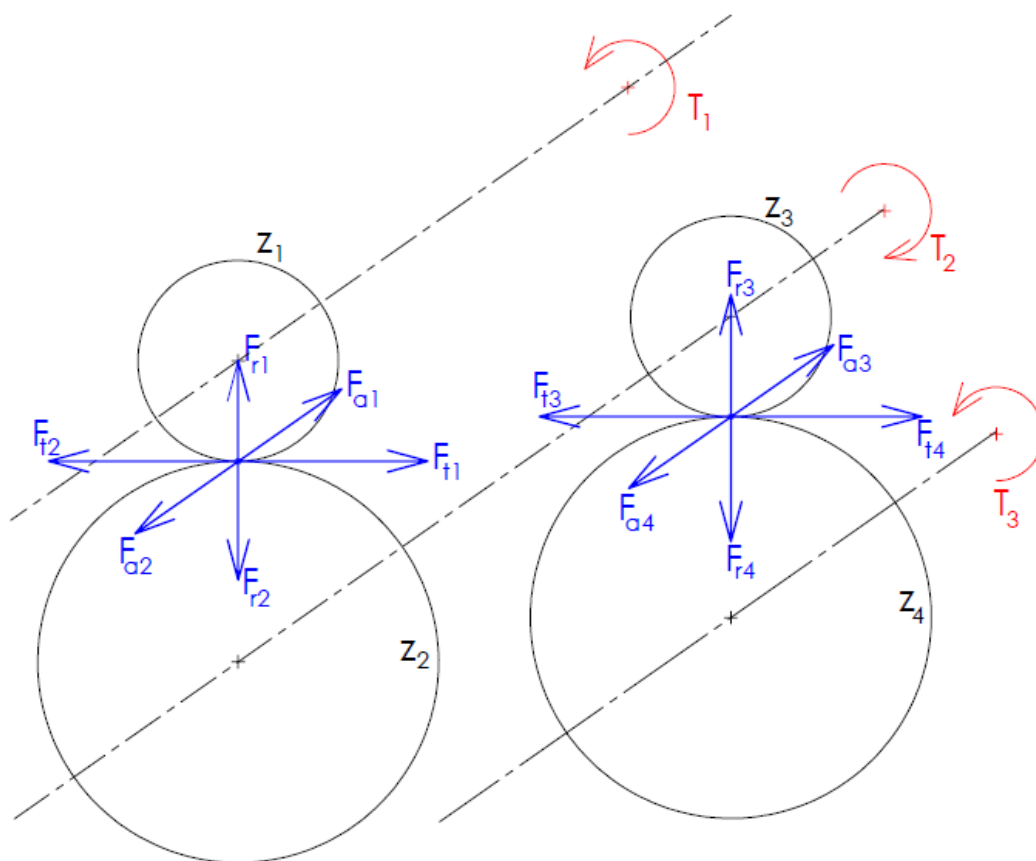
Pro pevnostní výpočet jsem opět použil katedrální software CSNw [7]. Všechny zadávané hodnoty v podobě snímků obrazovky jednotlivých oken při výpočtu pro každé soukolí uvádím v přílohách.

7 Kontrola hřídelů

Hřídele převodovek jsou namáhány ohybovým i krutovým napětím. Takový typ namáhání je způsoben uložením ozubených kol. Kontrolu hnacího i hnaného hřídele jsem provedl pomocí software MITCalc. Jelikož pastorek zpětného chodu a pastorek prvního i druhého převodového stupně jsou vyrobeny v celku s hnacím hřídelem, materiál tohoto hřídele je 16 526.4 s mezí kluzu $R_e = 885$ [MPa] – [7]. Stejný materiál jsem zvolil pro hnací hřídel, který je vyroben v celku s pastorkem stálého záběru a s kolem zpětného chodu.

Pro určení směru působení jednotlivých složek sil zatěžujících soukolí jsem nakreslil výpočtový 3D model hřídelů, kde jsou všechny působící síly a točivé momenty zakresleny. Kontrolu hřídelů jsem provedl vzhledem k prvnímu rychlostnímu stupni, protože při jeho zařazení je namáhání ohybem i krutem maximální.

Modely hřídelů vytvořené v software MITCalc jsou do jisté míry zjednodušené. Z důvodu výpočtových možností použitého software jsem byl nucen některé vruby, mazací otvory a jiné geometrické prvky v méně namáhaných místech vynechat



Obr. 9 – Výpočtový 3D model.

Zatěžující točivé momenty na hřídelích:

$$T_1 = T_{max} = 70 \text{ [Nm]}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_{oz12} \cdot \eta_L = 70 \cdot \frac{60}{18} \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 226,4 \text{ [Nm]} \quad (48)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta_{oz34} \cdot \eta_L \cdot \eta_{BR} = 226,4 \cdot \frac{159}{27} \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 1254,6 \text{ [Nm]} \quad (49)$$

$z_1 = 18$ [–] – počet zubů pastorku 1. převodového stupně.

$z_2 = 60$ [–] – počet zubů kola 1. převodového stupně.

$z_3 = 27$ [–] – počet zubů pastorku stálého záběru.

$z_4 = 159$ [–] – počet zubů kola stálého záběru.

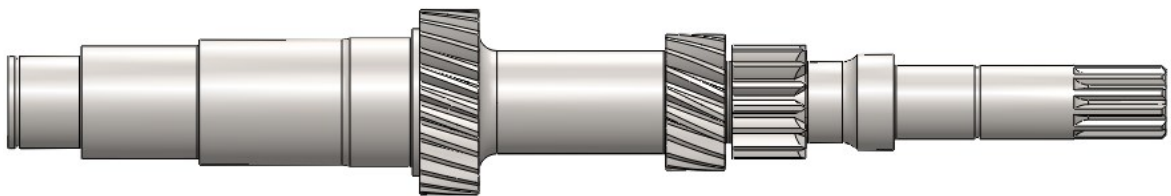
$\eta_{oz} = 0,98$ [–] – účinnost ozubení.

$\eta_L = 0,99$ [–] – účinnost ložisek.

$\eta_{BR} = 0,97$ [–] – účinnost brodění.

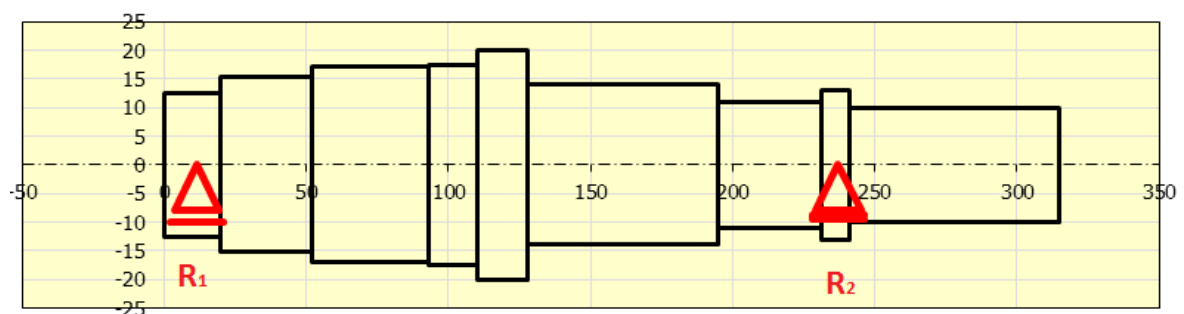
7.1 Hnací hřídel

Hnací hřídel jsem vymodeloval pomocí software Solidworks a Inventor. Tento model jsem použil pro odvození rozměrů výpočtového modelu a k určení míst pro podpory a zatížení.



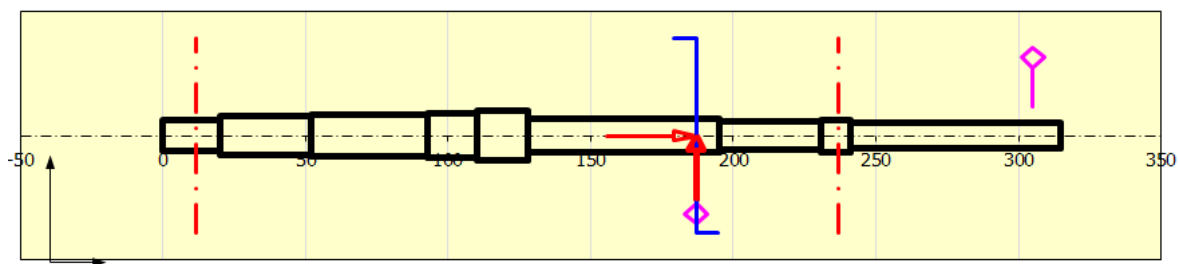
Obr. 10 – Model hnacího hřídele.

Na základě 3D modelu jsem vytvořil zjednodušený výpočtový model, ve kterém jsem zanedbal zápichy a ozubení. Dále jsem zavedl zatěžující síly ve směrech odvozených na obr. 9.



Obr. 11 – Zjednodušený výpočtový model. [14]

Na obrázku 12 je znázorněno zavedení sil a momentů do výpočtového modelu. Červenými šipkami jsou označeny axiální a radiální síly, čerchovanými čarami jsou označeny podpory, modrou barvou je znázoněn ohybový moment vznikající od axiální síly a fialovými značkami je vymezen úsek zatížen točivým momentem. Detailní tabulka se zadaným zatížením je součástí příloh.



Obr. 12 – Zavedené síly a momenty. [14]

Zatěžující síly a momenty:

Točivý moment: $T_1 = T_{max} = 70$ [Nm]

Tečná síla:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 70 \cdot 10^3}{32,308} = 4333,3 \text{ [N]} \quad (50)$$

Axiální síla:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta_{12} = 4333,3 \cdot \tan 23 = 1839,4 \text{ [N]} \quad (51)$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha_{n12}}{\cos \beta_{12}} = 4333,3 \cdot \frac{\tan 16}{\cos 23} = 1349,9 \text{ [N]} \quad (52)$$

Ohybový moment od axiální síly:

$$M_{o1} = F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 1839,4 \cdot \frac{32,308}{2} = 29714 \text{ [Nmm]} \quad (53)$$

$d_{w1} = 32,308$ [mm] – valivý průměr pastorku 1. převodového stupně.

$\alpha_{n12} = 16$ [°] – úhel profilu soukolí 1. převodového stupně.

$\beta_{12} = 23$ [°] – úhel sklonu zubů soukolí 1. převodového stupně.

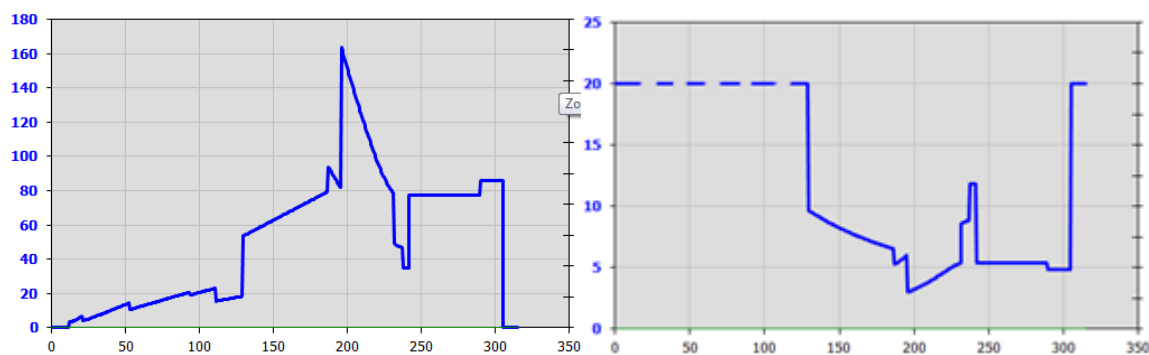
Výsledky:

Přestože použitý výpočtový software umožňuje i výpočet hřídele na únavu, rozhodl jsem se hřídel kontrolovat pouze staticky. V tabulce uvádím některé důležité veličiny a jejich výsledné hodnoty.

Tab. 6 – Výsledné hodnoty kontroly hnacího hřídele.

Veličina	Hodnota
Max. napětí v ohybu [MPa]	140,6
Max. napětí v krutu [MPa]	49,5
Max. redukované napětí [MPa]	163,3
Min. statická bezpečnost [-]	3,0
Výsledná reakce v ložisku R_1 [N]	974,8
Výsledná radiální reakce v ložisku R_{2r} [N]	3569,1
Výsledná axiální reakce v ložisku R_{2a} [N]	1839,4

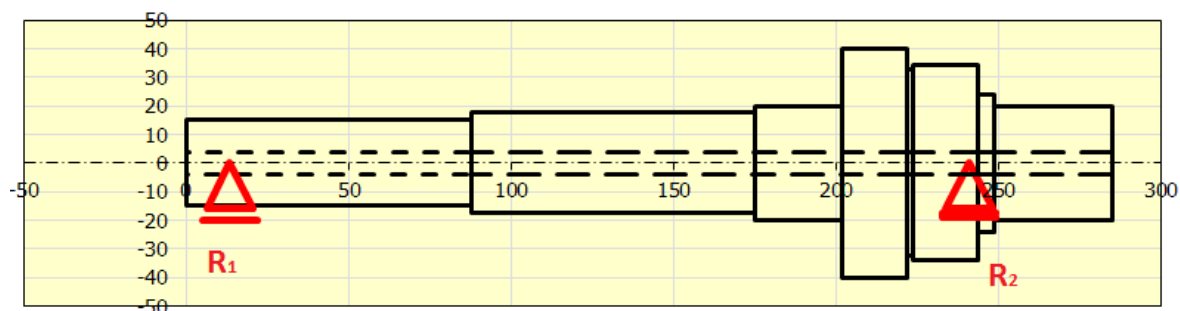
Na obrázku 13 je znázorněn průběh redukovaného napětí (vlevo) a průběh součinitele statické bezpečnosti (vpravo) jehož maximální zobrazovaná hodnota je 20.



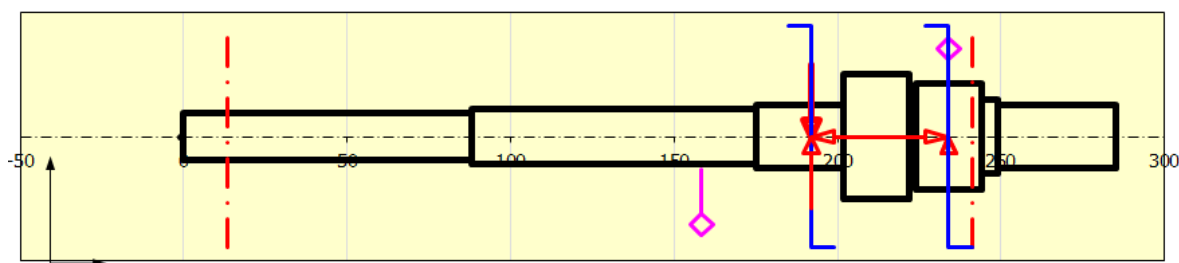
Obr. 13 – Průběh redukovaného napětí a statické bezpečnosti. [14]

7.2 Hnaný hřídel

Kontrolu hnaného hřídele jsem provedl zcela stejně jako kontrolu hřídele hnacího. Uvádím proto pouze obrázek výpočtového modelu a zavedených sil a momentů. Dále výpočet zatěžujících sil a tabulku s výsledky. Komentář k jednotlivým obrázkům je v podstatě totožný jako v kapitole 7.1.



Obr. 14 – Zjednodušený výpočtový model hnaného hřídele. [14]



Obr. 15 – Zavedené síly a momenty. [14]

Detailní tabulku se zadáním zatěžujících sil a momentů jsem opět uvedl v příloze.

Zatěžující síly a momenty:

Točivý moment: $T_2 = 226,4$ [Nm]

Tečná síla:

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 226,4 \cdot 10^3}{72,581} = 6238,5 \text{ [N]} \quad (54)$$

Axiální síla:

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta_{34} = 6238,5 \cdot \operatorname{tg} 23 = 2648,1 \text{ [N]} \quad (55)$$

Radiální síla:

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n34}}{\cos \beta_{34}} = 6238,5 \cdot \frac{\operatorname{tg} 15}{\cos 23} = 1816 \text{ [N]} \quad (56)$$

Ohybový moment od axiální síly F_{a2} :

$$M_{o2} = F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 1839,4 \cdot \frac{107,69}{2} = 99042 \text{ [Nmm]} \quad (57)$$

Ohybový moment od axiální síly F_{a3} :

$$M_{o3} = F_{a3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 2648,1 \cdot \frac{72,581}{2} = 96101 \text{ [Nmm]} \quad (58)$$

$d_{w2} = 107,69$ [mm] – valivý průměr kola 1. převodového stupně.

$d_{w3} = 72,581$ [mm] – valivý průměr pastorku stálého záběru.

$\alpha_{n34} = 15$ [°] – úhel profilu soukolí stálého záběru.

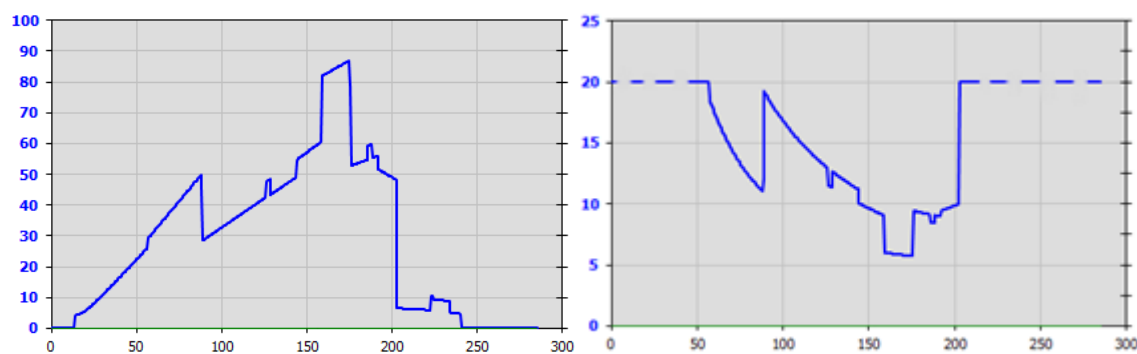
$\beta_{34} = 23$ [°] – úhel sklonu zubů soukolí stálého záběru.

Výsledky:

Tab. 7 – Výsledné hodnoty kontroly hnaného hřídele.

Veličina	Hodnota
Max. napětí v ohybu [MPa]	67,4
Max. napětí v krutu [MPa]	30,0
Max. redukované napětí [MPa]	87,0
Min. statická bezpečnost [-]	5,7
Výsledná reakce v ložisku R_1 [N]	1586,0
Výsledná radiální reakce v ložisku R_{2r} [N]	9563,5
Výsledná axiální reakce v ložisku R_{2a} [N]	808,6

Na obrázku 16 je znázorněn průběh redukovaného napětí (vlevo) a průběh součinitele statické bezpečnosti (vpravo) jehož maximální zobrazovaná hodnota je 20.



Obr. 16 – Průběh redukovaného napětí a statické bezpečnosti. [14]

Shrnutí:

Z výsledků kontrol hřídelů vyplývá, že jak hnací, tak hnaný hřídel je na maximální zatížení dostatečně dimenzován. V praxi však vozidla nejezdí pouze na jeden rychlostní stupeň a hřídele jsou proto zatěžovány různě velikými silami a momenty. Pro výpočet jsem však neměl spektrum zatížení k dispozici, a proto jsem hřídele kontroloval vůči maximálnímu možnému zatížení. Lze tedy říct, že bezpečnost hřídelů bude v praxi větší oproti výsledkům kontroly.

8 Pevnostní výpočet evolventního drážkování

Ozubená kola v převodovce jsou v trvalém záběru a nepřesouvají se. Na hřídeli jsou uložena otočně na jehlových ložiskách. Každé kolo je opatřeno řadicím ozubením, pomocí kterého se přesuvnou objímkou zařazuje rychlostní stupeň. Přesuvná objímka je nasunuta na jádru synchronní spojky, které je pevně spojeno s hřídelem. Přenos točivého momentu je realizován tvarovým stykem prostřednictvím řadicího ozubení. Toto ozubení je tvořeno evolventním drážkováním.

8.1 Řadicí ozubení

Řadicím ozubením neboli evolventním drážkováním jsou opatřena kola 1. až 4. rychlostního stupně, vnější obvod jádra synchronizační spojky, synchronizační kroužek a přesuvná objímka. Výpočtem jsem zkontroloval, zda provozní tlak mezi boky drážek nepřesahuje dovolenou hodnotu.

Výpočet jsem provedl pro řadicí ozubení 1. rychlostního stupně, protože zbylé stupně mají shodné rozměry drážek a přenáší menší točivé momenty.

$$p_{max} = \frac{2000 \cdot T_2}{\varphi \cdot D_s \cdot h \cdot l \cdot z} = \frac{2000 \cdot 226,4}{0,75 \cdot 78,5 \cdot 1,5 \cdot 3,6 \cdot 52} = 27,4 \text{ [MPa]} \quad (50)$$

$$p_{max} < p_D \quad \text{drážkování vyhovuje.}$$

$p_D = 45 \text{ [MPa]}$ – Dovolенý tlak mezi boky drážek pro drážkování přesuvné pod zatížením. [1, obr. 13.2 str. 100].

$\varphi = 0,75 [-]$ – poměrný smluvní činný počet zubů. [1]

$l = 3,6 \text{ [mm]}$ – nejmenší činná délka drážkování na ozubeném kole.

$z = 52 [-]$ – počet zubů drážkování pro daný modul a průměr.

$D_s \text{ [mm]}$ – střední průměr dle obr 16.

$$D_s = \frac{D_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{80 + 77}{2} = 78,5 \text{ [mm]} \quad (51)$$

$h \text{ [mm]}$ – činná výška dotyku.

$$h = \frac{D_{a1} - d_{a2}}{2} = \frac{80 - 77}{2} = 1,5 \text{ [mm]} \quad (52)$$

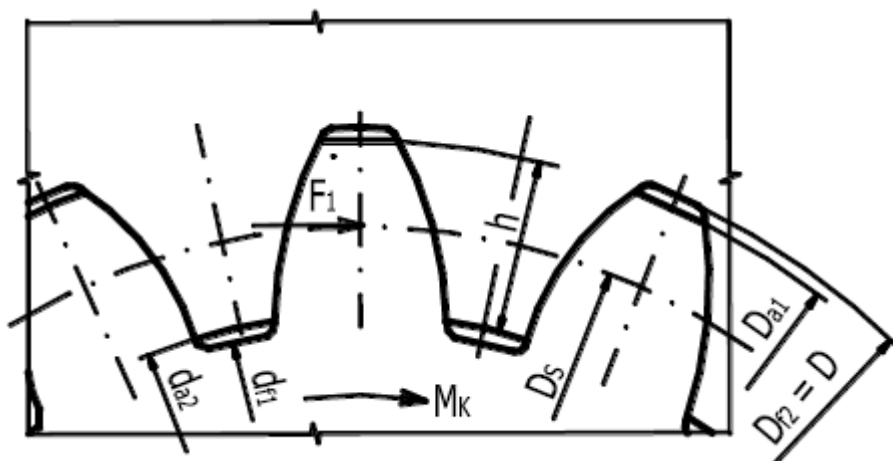
$D_{a1} = D = 80 \text{ [mm]}$ – hlavový průměr hřídele pro středění na hlavách dle obr 16.

d_{a2} [mm] – hlavový průměr náboje dle obr 16.

$$d_{a2} = D_{a1} - 2 \cdot (0,45 \cdot m + 0,55 \cdot m) = 80 - 2 \cdot (0,45 \cdot 1,5 + 0,55 \cdot 1,5) \quad (53)$$

$$d_{a2} = 77 \text{ [mm]}$$

$m = 1,5$ [mm] – modul drážkování.



Obr. 17 – Rozměry drážkování. [9]

8.2 Drážkování hřídelů

Přenos točivého momentu ze synchronizační spojky na hřídel je také uskutečněn pomocí evolventního drážkování. Toto drážkování je pro každou ze dvou synchronizačních spojek jiné z důvodu různého průměru hřídele. Výpočet jsem tedy provedl pro každou velikost drážkování zvlášť. Dále jsem zkontroloval drážkování na hnacím hřídeli, pomocí kterého se do převodovky přivádí točivý moment. Výpočet v podstatě kopíruje kapitolu 8.1 a vztahy (40) až (43). Proto uvádím pouze výsledky a zvolené veličiny.

Tab. 6 – Evolventní drážkování hřídelů

Veličiny	Spojka 1. a 2. RS	Spojka 3. a 4. RS	Vstupní drážkování
φ [–]	0,75	0,5	0,5
D_{a1} [mm]	40	35	20
d_{a2} [mm]	37	32	17
D_s [mm]	38,5	33,5	18,5
m [mm]	1,5	1,5	1,5
z [–]	25	22	12
l [mm]	24	24	25
p_D [MPa]	200	200	45
p_{max} [MPa]	18	12	33,6

9 Ložiska

Pro uložení hřídelů ve skříní převodovky jsem zvolil dva typy ložisek. Kuličkové ložisko jako axiálně volné pro přenos pouze radiální síly a dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem jako axiálně vodivé pro přenos radiální i axiální síly.

Volil jsem ložiska firmy SKF a při výpočtu jsem postupoval dle příslušného katalogu.

9.1 Ložiska na hnacím hřídeli

Uspořádání ložisek je patrné z obr. 11, kde R_1 je ložisko 6305 a R_2 je ložisko 3304 A. Zatěžující síly jsou uvedeny v tab. 6.

Trvanlivost ložiska 6305:

Ekvivalentní zatížení:

Protože toto ložisko je axiálně volné a nepřenáší žádné axiální síly, ekvivalentní zatížení je rovno radiální síle. $P = R_1 = 974,8 \text{ [N]}$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{23400}{974,8}\right)^3 = 13832,5 \text{ [mil. otáček]} \quad (54)$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = 13832,5 \cdot \frac{10^6}{2500 \cdot 60} = 92217 \text{ [hodin]} \quad (55)$$

$C = 23,4 \text{ [kN]}$ – dynamická únosnost ložiska 6305. [12]

$n = 2500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ – otáčky při maximálním zatížení.

Kontrola statické únosnosti:

Statické zatížení:

$$P_0 = 0,6 \cdot R_{1r} + 0,5 \cdot R_{1a} = 0,6 \cdot 974,8 + 0 \cdot 0 = 585 \text{ [N]} \quad (56)$$

Protože $P_0 < R_{1r}$ platí: $P_0 = R_{1r}$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{11600}{974,8} = 11,9 \quad (57)$$

$C_0 = 11,6 \text{ [kN]}$ – statická únosnost ložiska 6305. [12]

Trvanlivost ložiska 3304 A:

Ekvivalentní zatížení:

$$\frac{R_{2a}}{R_{2r}} = \frac{1839,4}{3569,1} = 0,515 \quad (58)$$

Protože podíl axiální a radiální síly je menší než $e = 0,8$ [13] ekvivalentní zatížení se vypočte podle vztahu (59)

$$P = R_{2r} + Y_1 \cdot R_{2a} = 3569,1 + 0,78 \cdot 1839,4 = 5004 \text{ [N]} \quad (59)$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{23600}{5004}\right)^3 = 104,9 \text{ [mil. otáček]}$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = 104,9 \cdot \frac{10^6}{2500 \cdot 60} = 700 \text{ [hodin]}$$

$C = 23,6$ [kN] – Dynamická únosnost ložiska 3304 A. [13]

$Y_1 = 0,78$ [–] – Výpočtový součinitel. [13]

Kontrola statické únosnosti:

Statické zatížení:

$$P = R_{2r} + Y_0 \cdot R_{2a} = 3569,1 + 0,66 \cdot 1839,4 = 4783 \text{ [N]} \quad (60)$$

$Y_0 = 0,66$ [–] – výpočtový součinitel. [13]

Součinitel statické bezpečnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{14600}{4783} = 3,05$$

$C_0 = 14,6$ [kN] – statická únosnost ložiska 3304 A. [13]

9.2 Ložiska na hnaném hřídeli

Uspořádání ložisek je stejné jako v předchozím případě a je patrné z obr. 14. Kde ložisko R1 je ložisko 6306 a ložisko R2 je ložisko 3208 A. Zatěžující síly jsou uvedeny v tab. 7.

Trvanlivost ložiska 6306:

Ekvivalentní zatížení:

Toto ložisko je opět axiálně volné a nepřenáší žádné axiální síly, ekvivalentní zatížení je tedy rovno radiální síle $P = R_1 = 1586$ [N].

Trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{29600}{1586}\right)^3 = 6500,8 \text{ [mil. otáček]}$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = 6500,8 \cdot \frac{10^6}{751 \cdot 60} = 144269 \text{ [hodin]}$$

$C = 29,6 \text{ [kN]}$ – dynamická únosnost ložiska 6306. [12]

$n_2 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ – otáčky při maximálním zatížení.

$$n_2 = \frac{n}{i_{p1}} = \frac{2500}{3,333} = 751 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Kontrola statické únosnosti:

Statické zatížení:

$$P_0 = 0,6 \cdot R_{1r} + 0,5 \cdot R_{1a} = 0,6 \cdot 1586 + 0 \cdot 0 = 951,6 \text{ [N]}$$

Protože $P_0 < R_{1r}$ platí: $P_0 = R_{1r}$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{16000}{1586} = 10,1$$

$C_0 = 16 \text{ [kN]}$ – statická únosnost ložiska 6306. [12]

Trvanlivost ložiska 3208 A:

Ekvivalentní zatížení:

$$\frac{R_{2a}}{R_{2r}} = \frac{808,6}{9563,5} = 0,085$$

Protože podíl axiální a radiální síly je menší než $e = 0,8$ ekvivalentní zatížení se vypočte podle vztahu (59).

$$P = R_{2r} + Y_1 \cdot R_{2a} = 9563,5 + 0,78 \cdot 808,6 = 10294 \text{ [N]}$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{47500}{10294}\right)^3 = 98,2 \text{ [mil. otáček]}$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = 98,2 \cdot \frac{10^6}{751 \cdot 60} = 2180 \text{ [hodin]}$$

$C = 23,6 \text{ [kN]}$ – dynamická únosnost ložiska 3304 A. [13]

Kontrola statické únosnosti:

Statické zatížení:

$$P = R_{2r} + Y_0 \cdot R_{2a} = 9563,5 + 0,66 \cdot 808,6 = 10097 \text{ [N]}$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{34000}{10097} = 3,37$$

$C_0 = 34 \text{ [kN]}$ – statická únosnost ložiska 3208 A. [13]

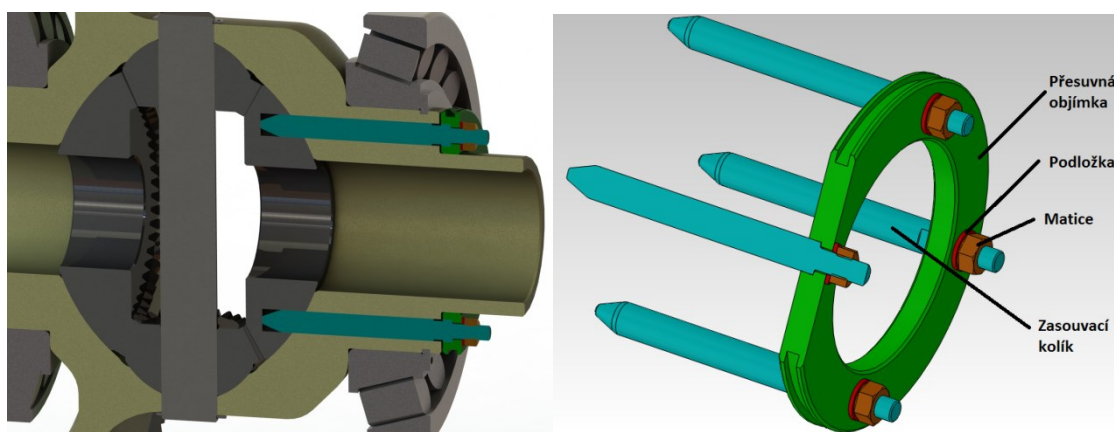
Podle dosažených hodnot statické únosnosti ložisek, které jsem porovnával s doporučenými hodnotami uvedenými v [10, str. 121 tab. 7.1], všechna ložiska staticky vyhovují. Problém nastává při kontrole dynamické únosnosti. Ložiska zatížena pouze radiální silou dosahují velmi vysoké trvanlivosti a jsou předimenzována. Ovšem ložiska axiálně vodivá, na které působí také axiální síla, dosahují velmi malé hodnoty trvanlivosti. Toto je způsobeno uvažovaným zatížením. Ve výpočtu jsem totiž uvažoval, že ložiska budou po celou dobu namáhána stejně. V praxi se ovšem počítá se spektrem zatížení, ve kterém jsou zahrnuty různé jízdní podmínky. Ve skutečnosti je pak ložisko méně zatěžováno a lépe vyhovuje.

Dalším krokem vedoucím ke zvýšení trvanlivosti ložisek je jejich nestandardní konstrukce. U vozidlových převodovek jsou ložiska speciálně konstruována pro daný typ převodovky. Tyto ložiska bývají kvalitnější a mají větší dynamickou únosnost.

10 Konstrukční návrh uzávěrky diferenciálu

Z důvodu požadavku na větší průchodnost traktoru terénem, jsem vypracoval konstrukční návrh jednoduché uzávěrky diferenciálu. Konstrukce této uzávěrky je velmi jednoduchá. Přesuvná objímka nese čtyři zasouvací kolíky. Kolíky jsou na jednom konci zkosené pro lepší zasouvání a na druhém konci jsou opatřeny závitem. Závít slouží k zajištění kolíků v přesuvné objímce. Materiál kolíků volím 11 600 s mezí kluzu $R_e = 260$ [MPa]. [11]

Objímka je ovládána mechanicky z místa řidiče buď pedálem, nebo pákou. Přesunutím objímky dojde k zasunutí kolíků do otvorů v centrálním kole diferenciálu. Tím je znehybní vůči kleci diferenciálu a diferenciál je tak vyřazen z činnosti.



Obr. 18 – Řez diferenciálem a sestava uzávěrky.

Kontrola kolíku na střih:

$$\tau_s = \frac{F}{S_k} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_k^2} = \frac{4 \cdot 5974}{\pi \cdot 12^2} = 52,8 \text{ [MPa]} \quad (61)$$

$d_k = 12$ [mm] – průměr kolíku.

F [N] – střížná síla připadající na jeden kolík.

$$F = \frac{2000 \cdot T_3}{D_o} \cdot \frac{1}{k} = \frac{2000 \cdot 1254,6}{105} \cdot \frac{1}{4} = 5974 \text{ [N]} \quad (62)$$

$T_3 = 1254,6$ [Nm] – točivý moment viz kapitola 7.

$D_o = 105$ [mm] – roztečný průměr přesuvné objímky.

$k = 4$ [–] – počet kolíků.

Bezpečnost ve střihu:

$$k_s = \frac{R_e}{\tau_s} = \frac{260}{52,8} = 4,92 \quad (63)$$

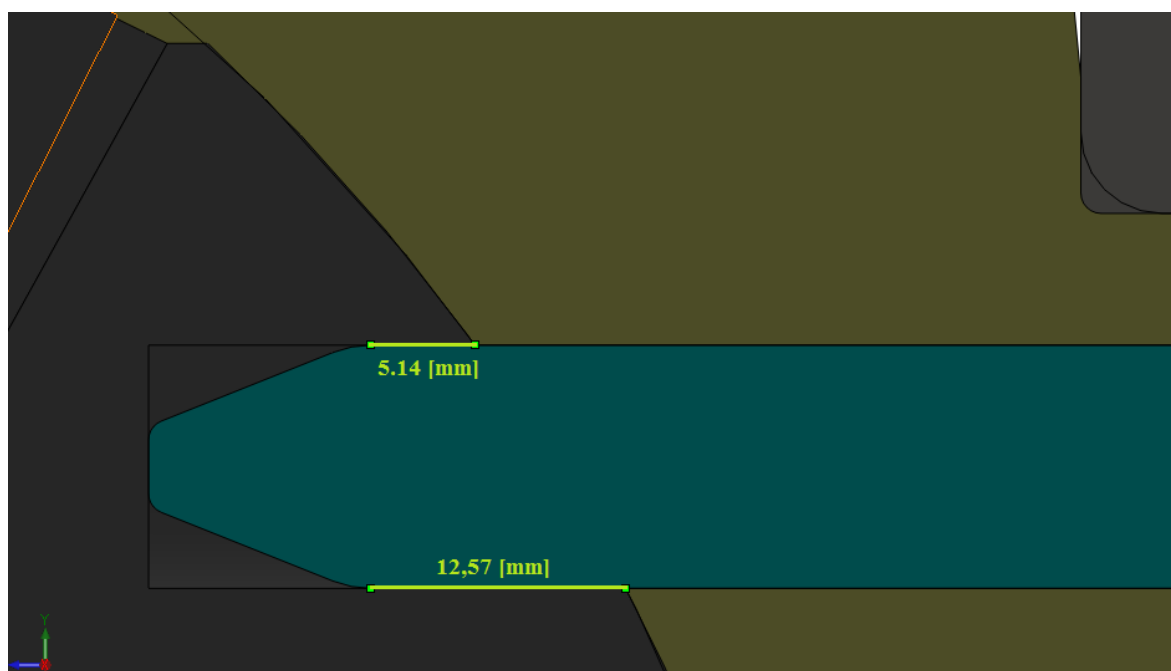
$R_e = 260$ [MPa] – mez kluzu materiálu 11 600. [11]

Kontrola kolíku na otláčení:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{l \cdot d_k} = \frac{5974}{8,8 \cdot 12} = 56,6 \text{ [MPa]} \quad (64)$$

l [mm] – průměrná délka styčné plochy kolíku a centrálního kola.

$$l = \frac{5,14 + 12,57}{2} = 8,855 \text{ [mm]} \doteq 8,8 \text{ [mm]} \quad (65)$$



Obr. 19 – Styk kolíku s centrálním kolem.

Bezpečnost na otláčení:

$$k_p = \frac{R_e}{p} = \frac{260}{56,6} = 4,59 \quad (66)$$

11 Závěr

V této práci jsem se zabýval návrhem převodovky pro malý traktor. V úvodu práce jsem přiblížil problematiku malých tzv. komunálních traktorů a stručně jsem popsal základní druhy mechanických traktorových převodovek. Dále jsem provedl rozbor jízdních odporů působících na vozidlo a provedl jsem několik výpočtů těchto odporů.

V další kapitole jsem stanovil maximální a minimální převodové poměry. Zde jsem postupoval dle několika různých požadavků na provoz traktoru a následně jsem zvolil takové hodnoty, které zajišťují splnění zadání. Tyto celkové poměry jsem rozdělil a odstupňoval podle geometrické řady.

Následnou volbou geometrie ozubení jsem dosáhl vhodných záběrových parametrů. Prodloužením poměrné výšky hlav jsem dosáhl dlouhotrvajícího záběru a snížení hluku. Na toto jsem navázal pevnostní kontrolou ozubených kol. Kontrolu jsem provedl pomocí katedrálního software CSNw dle DIN. Výsledné bezpečnosti jsem porovnával s doporučenými hodnotami a všechna soukolí této zjednodušené kontrole vyhovují.

Pro kontrolu hřídelů převodovky jsem se rozhodl použít výpočtový software MITCalc. Nejprve jsem do zjednodušeného výpočtového 3D modelu zakreslil všechny působící síly a momenty. Tyto jsem vypočetl pro případ zařazeného prvního rychlostního stupně, který hřídele nejvíce namáhá. Pro zadání geometrických parametrů hřídelů jsem je vymodeloval pomocí programu Solidworks a Inventor. Na základě těchto modelů jsem geometrii zadal společně se zatížením do výpočtového software a provedl statickou kontrolu. Výsledné bezpečnosti jsou vyhovující. Dále jsem doplnil výpočty drážkování hřídelů a synchronizačních spojek.

Výpočty hřídelových ložisek jsem provedl dle katalogů SKF. Použil jsem standardní kuličková ložiska a dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Výsledná trvanlivost ložisek je u axiálně vodivých dvouřadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem velmi malá. To je pravděpodobně způsobeno uvažovaným maximálním zatížením. V provozu se však zatížení mění v závislosti na provozních podmínkách a ložiska jsou zatěžována dle vícehladinové zátěžové charakteristiky. Trvanlivost by v tomto případě byla vyšší.

Jako poslední jsem navrhl jednoduchou uzávěrku diferenciálu. Ta znehybňuje jedno centrální kolo vůči kleci diferenciálu a tím celý diferenciál vyřadí z činnosti.

Práci doplňuji o výkres sestavy hřídelů převodovky a výrobní výkres hnacího hřídele.

12 Seznam použité literatury

- [1] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. 2. vydání. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2008, 109 s. ISBN 978-80-248-1057-7.
- [2] OBŮRKA, Stanislav. *Traktory*. 1. vydání. Brno: Rektorát VUT v Brně, 1990, 155 s. ISBN 80-214-0081-1.
- [3] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. 1. vydání. Pardubice: Ediční středisko univerzity Pardubice, 2003, 229 s. ISBN 978-80-719-4503-1.
- [4] *Mechanizace zemědělství*. Praha: Profi Press s. r. o., 2013, roč. 63, č. 1. ISSN 0373-6776.
- [5] Soubor přednášek z předmětu Automobilové převody
- [6] Firemní materiály firmy EUROGREEN CZ s. r. o.
- [7] NĚMČEK M.: *Program CSNw- ČSN 01 4686, verze 3, 2011*
- [8] NĚMČEK M.: *Program Geometrie- Kontrola geometrie ozubených kol, verze 3, 2008*
- [9] KALÁB, Květoslav. Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: Vysokoškolská příručka. [online]. s. 31 [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>
- [10] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-148-1860-3.
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické Tabulky*. 4. doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [12] SKF. *Katalog: Kuličková ložiska* [online]. [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [13] SKF. *Katalog: Kuličková ložiska s kosouhlým stykem* [online]. [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515058.pdf>
- [14] Výpočetní software MITCalc 1.6 Copyright © 2003 – 2011

13 Seznam příloh

A - Katalog ISEKI

B - Geometrie soukolí

C - Pilový diagram

D - Pevnostní výpočty soukolí

E - Tabulky zadaných zatížení hnacího a hnaného hřídele

F - Výkres sestavy

G - Výkres hnacího hřídele